

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Institut dopravy



## **Šnekový dopravník pro linkovou výrobu masných produktů**

## **Screw Conveyor for Product Line of Meat Products**

Student:

Břetislav Moša

Vedoucí bakalářské práce:

doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.

Ostrava 2011

## Zadání bakalářské práce

Student: **Břetislav Moša**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem  
Téma: **Šnekový dopravník pro linkovou výrobu masných produktů**  
**Screw Conveyor for Product Line of Meat Products**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte šnekový dopravník jako součást linky pro výrobu masných produktů. Dopravník má být určen pro dopravu meziprojektu z kutru Weiler 806 do pádlové míchačky o objemu 3000 l.

Proveďte kapacitní výpočet dopravníku pro zadanou dobu plnění a potřebné konstrukční výpočty. Dolní část šneku s trychtýřem má být ukotvena k podlaze, horní část podepřena pomocí rámu. Pohon má být umístěn v horní části dopravníku.

Použijte převodovkový motor fy SEW a řetězový převod na hřídel šneku.

Požadovaná vzdálenost mezi obvodem šnekovnice a žlabem je 5mm. Konstrukce dopravníku musí splňovat bezpečnostní normy EN 13570, EN294 a standardní hygienické předpisy. Čistění dopravníku bude prováděno ručně. Použijte konstrukční materiál V2A, resp. DIN 1.4301.

### Základní vstupní parametry:

Výška míchačky:  $H=2,5\text{m}$   
Doba plnění míchačky:  $T=10\text{ min}$   
Hustota produktu:  $\rho=850\text{ kg/m}^3$   
Úhel sklonu šneku:  $\alpha=35^\circ$   
Koef. plnění: 0,4

### Zpracujte:

1. Rešerši současného stavu dopravy hmoty pomocí šnekového dopravníku s aplikací na potravinářský průmysl.
2. Koncepční návrh systému dopravníku pro dopravu meziprojektu z kutru Weiler 806 do pádlové míchačky o objemu 3000 l.
3. Sestavný výkres šnekového dopravníku s detailním konstrukčním výkresem poháněcí stanice.
4. Další potřebné kapacitní, technologické a pevnostní výpočty.

### Seznam doporučené odborné literatury:

1. Dražan, F., Jeřábek, K.: Manipulace s materiálem. Praha: SNTL 1974.
2. Firemní podklady: WEILER Food Processing Systems, [www.weilerinc.com](http://www.weilerinc.com).
3. Normy: EN 13570, EN294.
4. Polák, J., Pavliška, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava 2001.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



---

doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.  
*vedoucí katedry*

---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
*děkan fakulty*

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 23. května 2011




podpis studenta

## Prohlášení o využití výsledků bakalářské práce

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 23. května 2011

  
.....  
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Břetislav Moša

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Benešova 242, 411 12 Čížkovice

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

MOŠA, B. *Šnekový dopravník pro linkovou výrobu masných produktů: bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2011, 52 s. Vedoucí práce: Slíva, A.

Bakalářská práce zpracovává návrh šnekového dopravníku pro dopravu masných produktů z kutru Weiler 806 do pádlové míchačky. V úvodu bakalářské práce je zahrnuto základní rozdělení a příklady využití šnekových dopravníků v potravinářském průmyslu. Poté následuje kapacitní výpočet dopravníku a detailní návrh poháněcí stanice s výpočtem řetězového převodu. Další část je tvořena potřebnými pevnostními a kontrolními výpočty. Bakalářská práce také obsahuje výkres koncepčního návrhu systému pro dopravu masného produktu, dále sestavný výkres samotného šnekového dopravníku s detailním konstrukčním výkresem poháněcí stanice.

## **ANOTATION OF BACHELOR THESIS**

MOŠA, B. *Screw Conveyor for Product Line of Meat Products: Bachelor Thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Institute of Transportation, 2011, 52 p. Thesis head: Slíva, A.

This bachelor thesis presents the design of the screw conveyor for transport of meat products from the cutmix machine Weiler 806 to the paddle mixing machine. The introduction of this thesis includes the basic division and examples of use of screw conveyors in the food industry. Then the conveyor capacity calculation follows, as well as the detailed project of the drive station with the calculation of its chain gear. The following section shows all necessary strength and checking calculations. This bachelor thesis also contains the drawing of the system project for the meat product transport, as well as the assembly drawing of the screw conveyor with detailed structure design of the drive station.

### **Poděkování**

Rád bych poděkoval doc. Ing. Aleši Slívovi, Ph.D. a Ing. Romanu Hradilovi za cenné připomínky a odborné rady, které mi poskytli a přispěli tak k vypracování této bakalářské práce.

# Obsah

<b>Seznam použitého značení .....</b>	<b>8</b>
<b>1 Úvod.....</b>	<b>12</b>
<b>2 Šnekové dopravníky .....</b>	<b>13</b>
2.1 Funkce šnekových dopravníků .....	13
<b>3 Konstrukční provedení šnekových dopravníků .....</b>	<b>14</b>
3.1 Šnekové dopravníky trubkové .....	14
3.2 Šnekové dopravníky žlabové .....	15
3.3 Šnekové dopravníky šikmé, horizontální a vertikální .....	15
3.4 Bezosé spirálové dopravníky .....	16
<b>4 Šnekové dopravníky využívané v potravinářském průmyslu .....</b>	<b>18</b>
4.1 Šnekové dopravníky firmy F.P.E. ....	18
4.2 Šnekové dopravníky firmy Cozzini .....	19
4.3 Čištění šnekových dopravníků .....	19
<b>5 Technický popis technologického uzlu .....</b>	<b>20</b>
5.1 Kutr .....	20
5.2 Pádlová míchačka .....	21
5.3 Šnekový dopravník .....	21
5.3.1 Poháněcí stanice .....	21
5.3.2 Řetězový převod .....	22
5.3.3 Šnek .....	22
5.3.4 Žlab .....	23
5.3.5 Kryt žlabu .....	24
5.3.6 Kryt poháněcí stanice .....	24
5.3.7 Podpěrný rám .....	24
<b>6 Výpočet šnekového dopravníku .....</b>	<b>25</b>
6.1 Výpočet kritických otáček .....	25
6.2 Rychlost pohybu materiálové vrstvy .....	26
6.3 Výpočet odporů proti pohybu materiálu .....	26
6.4 Dopravované množství .....	28
6.5 Potřebný výkon .....	28
6.6 Potřebný příkon .....	28



6.7	Točivý moment na hřídeli šneku .....	28
6.8	Účinný poloměr šneku .....	29
6.9	Axiální síla v ložisku .....	29
6.10	Návrh pohonu .....	29
6.11	Výpočet parametrů při maximálních otáčkách .....	30
6.12	Kontrola pohonu na rozběh .....	32
<b>7</b>	<b>Návrh řetězového převodu .....</b>	<b>35</b>
7.1	Určení typu řetězu .....	35
7.2	Výpočet parametrů řetězových kol .....	37
7.3	Pevnostní kontrola řetězu .....	38
7.4	Stanovení počtu článků .....	40
<b>8</b>	<b>Pevnostní výpočty .....</b>	<b>41</b>
8.1	Kontrola hřídele podle hypotézy HMM .....	41
8.2	Návrh a kontrola konců šnekového hřídele .....	44
<b>9</b>	<b>Závěr .....</b>	<b>49</b>
	<b>Seznam použitých zdrojů .....</b>	<b>51</b>
	<b>Seznam výkresové dokumentace .....</b>	<b>52</b>

## Seznam použitého značení

<b>A</b>	Osová vzdálenost	$[m]$
<b>F<sub>A</sub></b>	Axiální síla v ložisku	$[N]$
<b>F<sub>Amax</sub></b>	Maximální axiální síla v ložisku	$[N]$
<b>F<sub>C</sub></b>	Tahová složka odstředivé síly	$[N]$
<b>F<sub>m</sub></b>	Tahová složka od tíhy	$[N]$
<b>F<sub>O</sub></b>	Obvodová síla	$[N]$
<b>F<sub>Pt</sub></b>	Síla při přetržení řetězu	$[N]$
<b>F<sub>r1</sub></b>	Radiální síla v ložisku v levé podpěře	$[N]$
<b>F<sub>r2</sub></b>	Radiální síla v ložisku v pravé podpěře	$[N]$
<b>F<sub>1</sub></b>	Janssenova síla	$[N]$
<b>F<sub>1p</sub></b>	Síla působící na pero v drážce náboje	$[N]$
<b>F<sub>2p</sub></b>	Síla působící na pero v drážce hřídele	$[N]$
<b>F<sub>1R</sub></b>	Výsledná tahová síla v řetězu	$[N]$
<b>D</b>	Průměr šnekovnice	$[m]$
<b>D<sub>t</sub></b>	Vnější průměr trubky	$[m]$
<b>D<sub>1</sub></b>	Průměr řetězového kola č. 1	$[m]$
<b>D<sub>2</sub></b>	Průměr řetězového kola č. 2	$[m]$
<b>H</b>	Výška míchačky	$[m]$
<b>J<sub>1</sub></b>	Moment setrvačnosti posuvných a rotačních hmot	$[kg \cdot m^2]$
<b>J<sub>2</sub></b>	Moment setrvačnosti poháněcí stanice	$[kg \cdot m^2]$
<b>J<sub>K1</sub></b>	Moment setrvačnosti řetězového kola č. 1	$[kg \cdot m^2]$
<b>J<sub>K2</sub></b>	Moment setrvačnosti řetězového kola č. 2	$[kg \cdot m^2]$
<b>J<sub>m</sub></b>	Moment setrvačnosti motoru	$[kg \cdot m^2]$
<b>J<sub>p</sub></b>	Moment setrvačnosti převodovky	$[kg \cdot m^2]$
<b>J<sub>red</sub></b>	Moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru	$[kg \cdot m^2]$
<b>K</b>	Celkový odpor proti pohybu materiálu	$[N]$
<b>K<sub>1</sub></b>	Odpor z tření materiálu po šneku	$[N]$
<b>K<sub>2</sub></b>	Odpor z trhání materiálu ve výpusti	$[N]$
<b>L</b>	Délka dopravníku	$[m]$

<b>M<sub>a</sub></b>	Záběrový moment motoru	$[N \cdot m]$
<b>M<sub>DM</sub></b>	Dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot	$[N \cdot m]$
<b>M<sub>m</sub></b>	Jmenovitý moment motoru	$[N \cdot m]$
<b>M<sub>k</sub></b>	Točivý moment na hřídeli šneku	$[N \cdot m]$
<b>M<sub>kmax</sub></b>	Maximální točivý moment na hřídeli šneku	$[N \cdot m]$
<b>M<sub>o</sub></b>	Ohybový moment	$[N \cdot m]$
<b>M<sub>o</sub>max</b>	Maximální ohybový moment	$[N \cdot m]$
<b>M<sub>SM</sub></b>	Statický moment redukovaný na hřídel motoru	$[N \cdot m]$
<b>P</b>	Potřebný příkon	$[kW]$
<b>P<sub>D</sub></b>	Diagramový výkon	$[kW]$
<b>P<sub>K</sub></b>	Potřebný výkon	$[kW]$
<b>P<sub>K</sub>max</b>	Maximální potřebný výkon	$[kW]$
<b>P<sub>max</sub></b>	Maximální potřebný příkon	$[kW]$
<b>Q</b>	Dopravované množství	$[t \cdot h^{-1}]$
<b>Q<sub>max</sub></b>	Maximální dopravované množství	$[t \cdot h^{-1}]$
<b>R</b>	Hydraulický poloměr	$[m]$
<b>Re</b>	Mez pevnosti	$[MPa]$
<b>R<sub>s</sub></b>	Účinný poloměr šneku	$[m]$
<b>S<sub>s</sub></b>	Plocha šneku	$[m^2]$
<b>W<sub>k</sub></b>	Modul průřezu v krutu	$[m^3]$
<b>W<sub>o</sub></b>	Modul průřezu v ohybu	$[m^3]$
<b>X</b>	Počet článků řetězu	$[-]$
<b>b</b>	Šířka pera	$[m]$
<b>c</b>	Opravný součinitel	$[-]$
<b>d<sub>l</sub></b>	Průměr levého normalizovaného konce hřídele	$[m]$
<b>d<sub>t</sub></b>	Vnitřní průměr trubky	$[m]$
<b>d<sub>p</sub></b>	Průměr pravého normalizovaného konce hřídele	$[m]$
<b>f<sub>w</sub></b>	Součinitel tření	$[-]$
<b>g</b>	Tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
<b>h</b>	Stoupání šnekovnice	$[m]$

$h_p$	Výška pera	[m]
$i_{pv}$	Převodový poměr	[-]
$i_{spv}$	Skutečný převodový poměr	[-]
$k$	Koeficient sytnosti	[-]
$l$	Délka pera	[m]
$l_d$	Dopravní vzdálenost	[m]
$l_l$	Délka levého normalizovaného konce hřídele	[m]
$l_p$	Délka pravého normalizovaného konce hřídele	[m]
$k_d$	Dynamický součinitel	[-]
$k_D$	Součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
$k_o$	Součinitel závěsu	[-]
$k_s$	Součinitel statické bezpečnosti	[-]
$k_\phi$	Součinitel plnění	[-]
$m_\xi$	Hmotnost šneku	[kg]
$m_1$	Hmotnost 1 m řetězu	[kg]
$n_e$	Počet elektromotorů	[-]
$n_{krit}$	Kritické otáčky šneku	[s <sup>-1</sup> ]
$n_m$	Otáčky motoru	[s <sup>-1</sup> ]
$n_{skut}$	Skutečné otáčky šneku	[s <sup>-1</sup> ]
$n_{smax}$	Maximální otáčky šneku	[s <sup>-1</sup> ]
$p$	Směrný tlak v kloubu	[MPa]
$p_1$	Tlak na bok pera v hřídeli	[MPa]
$p_2$	Tlak na bok pera v náboji	[MPa]
$p_D$	Dovolený tlak	[MPa]
$p_v$	Výpočtový tlak	[MPa]
$q$	Spojité zatížení	[N · m <sup>-1</sup> ]
$q_m$	Měrná hmotnost dopravovaného materiálu	[kg · m <sup>-1</sup> ]
$t$	Rozteč řetězu	[m]
$t_m$	Doba rozběhu motoru	[s]
$t_p$	Hloubka drážky v hřídeli	[m]

$t_r$	Doba rozběhu	[s]
$t_1$	Hloubka drážky v náboji	[m]
$u$	Převodový poměr řetězového převodu	[-]
$u_{SK}$	Skutečný převodový poměr řetězového převodu	[-]
$v$	Rychlost pohybu materiálové vrstvy	[m · s <sup>-1</sup> ]
$v_{max}$	Maximální Rychlost pohybu materiálové vrstvy	[m · s <sup>-1</sup> ]
$w$	Součinitel odporu	[-]
$z_1$	Počet zubů řetězového kola	[-]
$z_2$	Počet zubů řetězového kola	[-]
$\alpha$	Úhel sklonu dopravníku	[°]
$\gamma_s$	Sypná tíha	[N · m <sup>-3</sup> ]
$\eta_c$	Celková účinnost	[-]
$\eta_m$	Účinnost motoru	[-]
$\eta_p$	Účinnost převodovky	[-]
$\lambda$	Součinitel sklonu dopravníku	[-]
$\lambda_R$	Činitel tření	[-]
$\mu$	Činitel mazání	[-]
$\pi$	Pí	[-]
$\rho_s$	Sypná hmotnost	[kg · m <sup>-3</sup> ]
$\sigma_{oh}$	Napětí v ohybu	[MPa]
$\sigma_{red}$	Redukované napětí	[MPa]
$\tau_o$	Počáteční smyskové napětí	[MPa]
$\tau_{kh}$	Napětí v krutu šnekového hřídele	[MPa]
$\tau_{kl}$	Napětí v krutu levého normalizovaného konce hřídele	[MPa]
$\tau_{kp}$	Napětí v krutu pravého normalizovaného konce hřídele	[MPa]
$\varphi$	Činitel provedení řetězu	[-]
$\varphi_e$	Úhel vnitřního tření	[°]
$\varphi_w$	Úhel vnějšího tření	[°]
$\chi$	Činitel výkonu	[-]
$\omega$	Úhlová rychlost	[rad · s <sup>-1</sup> ]

# 1 Úvod

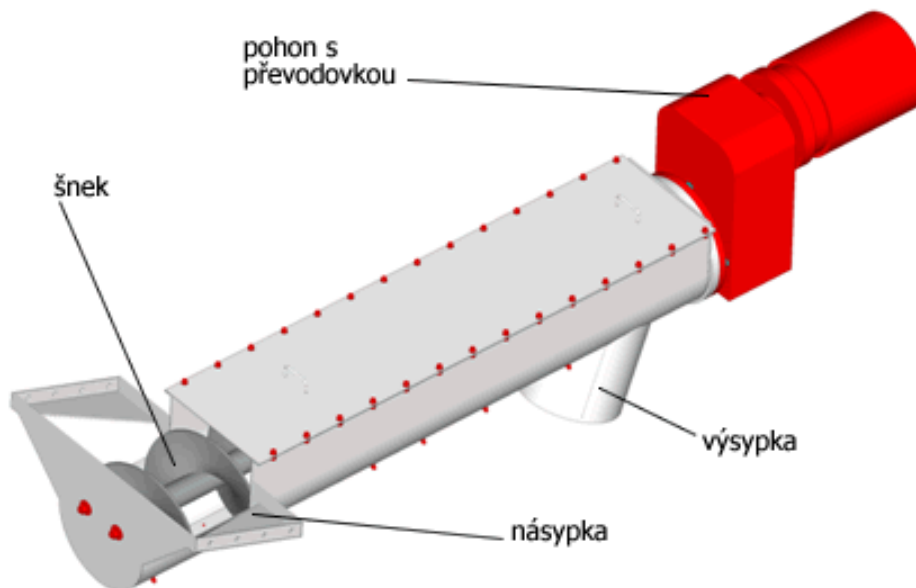
V dnešní době jsou šnekové dopravníky hojně využívaným prostředkem pro přepravu nebo dopravu různých materiálů. Díky jejich unikátní konstrukci a použití jak ve vodorovném, svislém, ale také téměř v jakémkoliv stupni naklonění a pro dopravu materiálů s různými mechanicko-fyzikálními vlastnostmi, jsou úspěšně využívány v mnoha různorodých odvětvích.

Předmětem této bakalářské práce je zpracování konstrukčního návrhu šnekového dopravníku, který bude součástí linky pro výrobu masných produktů. Dopravník je určen pro dopravu meziproduktu (masného výrobku), který je přiváděn do kutru Weiler 806, kde je rozmělněn a dále je pomocí šnekového dopravníku dopravován do pádlové míchačky. Jelikož se jedná o návrh šnekového dopravníku pro potravinářský průmysl, je nezbytné navrhnout jej z materiálu, který bude vyhovovat daným hygienickým předpisům.

V první části práce se zaměřím na obecné rozdělení šnekových dopravníků a jejich využití. Dále je uveden příklad firem, zabývajících se šnekovými dopravníky pro potravinářský průmysl. Další část zahrnuje kapacitní výpočet dopravníku, je zde také obsažen výpočet odporu proti pohybu dopravovaného materiálu. Z těchto výpočtů je dále proveden návrh pohonu, jehož součástí je i návrh a výpočet řetězového převodu. Po navržení pohonu je provedena jeho kontrola na rozběh. Nezbytnou součástí jsou pevnostní a kontrolní výpočty. Do výpočtů je zahrnut kontrolní výpočet hřídele šneku dle hypotézy HMM z důvodů namáhání hřídele na krut a ohyb. Dalším kontrolním výpočtem je kontrola obou hřídelových konců a kontrola pera, které je na poháněném konci šnekového hřídele. Poslední část bakalářské práce, obsahuje výkres koncepčního návrhu systému pro dopravu masného produktu a sestavný výkres samotného šnekového dopravníku s detailním konstrukčním výkresem poháněcí stanice.

## 2 Šnekové dopravníky

Šnekové dopravníky slouží k dopravě a dávkování, sypkých materiálů a drobných kusových směsí. Z velké části je jejich konstrukce přizpůsobena k přímé instalaci do technologických linek, například pod výpad násypky nebo sila, ale mohou být také používány pro mezioperační dopravu. Jejich využití je široké, jak v průmyslu, tak v zemědělství nebo v potravinářství. Hlavním částí šnekového dopravníku tvoří žlab nebo trubka, ve které je umístěna dopravní spirála otáčející se na hřídeli. Další částí je pohon složený z elektromotoru a převodovky. Ta bývá umístěna zpravidla na straně vpádu do stroje.



*Obr. 2.1 – Šnekový dopravník [6]*

### 2.1 Funkce šnekových dopravníků

Podmínkou pro dopravu materiálu je nutnost vyššího tření materiálu o stěny dopravního žlabu, popřípadě trubky, než tření materiálu o povrch šneku. Materiál, který dopravujeme, jde nejprve vpádovým nástavkem do dopravníku, kde dále pokračuje za pomoci závitů šnekovnice do výpadu a v tomto místě pak samospádem vypadá. Ze šneku může ústít více výpadů s hradítky nebo bez hradítek, které mohou být ovládány ručně, pneumaticky nebo elektricky.

### 3 Konstrukční provedení šnekových dopravníků

Šnekové dopravníky dělíme do dvou základních skupin, a to na trubkové a žlabové. Další členění je na horizontální, vertikální nebo šikmé s různými úhly sklonu.

#### 3.1 Šnekové dopravníky trubkové

Tento typ šnekových dopravníků je určen pro plynulou dopravu. Používají se zejména pro dopravu a dávkování ze zásobníků. Dopravujeme jimi nelepivé, suché, zrnité a práškové materiály o zrnitosti 0-4 [mm]. Trubkovými dopravníky můžeme dopravovat materiály jako jsou například popílky, odprašky, cement nebo mletý vápenec. Samotný dopravník se skládá z trubkového tělesa, ve kterém je šneková hřídel. Konce dopravníku jsou ukončeny čelem s valivým ložiskem. Pohon dopravníku je zavěšen na čele a může být umístěn na vstupní nebo výpadové straně. Trubkové dopravníky mohou mít sklon až 75 [°].



*Obr. 3.1 – Šnekový dopravník trubkový [7]*



### 3.2 Šnekové dopravníky žlabové

Šnekové dopravníky žlabové neboli korýtkové se využívají také k plynulé dopravě nelepivých, suchých, zrnitých a práškových materiálů o zrnitosti 0-20 [mm]. Zpravidla se používají pro dopravu materiálů nevhodných pro trubkové dopravníky jako jsou například materiály křehké a náchylné na pěchování. Dopravník se skládá z koryta, v němž je uložena šneková hřídel, která je zavěšená na kluzných závěsných ložiscích. Koryto uzavírají čela s valivými ložisky. Dopravníky používáme nejčastěji ve vodorovném směru, ale mohou být i se sklonem do max. 25 [°]. Dle dopravovaného materiálu, volíme plnění dopravníku, doporučuje se však max. 30 [%]. Tyto dopravníky mohou dosahovat délky až 30 [m]. Takto dlouhé dopravníky jsou pak dvoupohonné.



Obr. 3.2 – Šnekový dopravník žlabový [8]

### 3.3 Šnekové dopravníky šikmé, horizontální a vertikální



Obr. 3.3 – Šikmý šnekový dopravník [11]



*Obr. 3.4 – Horizontální šnekový dopravník [9]*

Výhody vertikálních šnekových dopravníků v sobě zahrnují jak nízké nároky na prostor, snadnou instalaci, tak zde není nutné ani přímé odprašování zařízení. Dopravní výkony se pohybují od 50 [m<sup>3</sup>h<sup>-1</sup>] do 800 [m<sup>3</sup>h<sup>-1</sup>]. Dopravní výška těchto dopravníků může být až 45 [m].

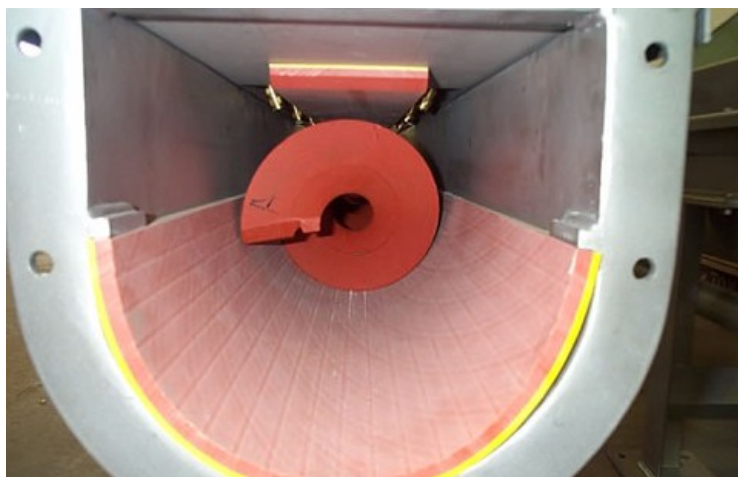


*Obr. 3.5 – Vertikální šnekový dopravník [10]*

### **3.4 Bezosé spirálové dopravníky**

Tento typ dopravníku je používán nejčastěji pro dopravu mokrých materiálů, které se snadno slepují a zhutňují a mohou vytvářet uvnitř dopravníku tvrdé kusy materiálu. Podstatnou výhodou těchto dopravníků je doprava materiálu v celém průřezu a jejich jednoduchá konstrukce. Hlavním prvkem je bezosá spirála, proto už zde není hřídel ani vnitřní ložiska. Uvnitř dopravníku se nachází plastová vložka zajišťující snadné čištění dopravníku.

Teplota dopravovaných materiálů může dosahovat až 140 [°C]. Díky svým funkčním vlastnostem jsou bezosé spirálové dopravníky hojně využívány v mnoha průmyslových odvětvích.



*Obr. 3.6 – Bezosý spirálový dopravník [12]*



*Obr. 3.7 – Ohebný spirálový dopravník [13]*

## 4 Šnekové dopravníky využívané v potravinářském průmyslu

### 4.1 Šnekové dopravníky firmy F.P.E.

Společnost F.P.E. se zaměřuje na dodávku šnekových dopravníků pro potravinářský průmysl. Tyto dopravníky se dají použít takřka pro všechny aplikace a zpracování produktů v oblasti masného průmyslu. Mohou být dodávány jako samostatné, nebo jako dopravní systém tvořený více dopravníky. Šnekové dopravníky se dodávají ve třech standardních průměrech 240 [mm], 350 [mm] a 470 [mm]. Jsou vyrobeny z vysoce kvalitní nerezové oceli a pečlivě navrženy tak, aby co nejpřesněji splňovaly hygienické normy. Dopravníky se dodávají v horizontálním, ale také ve svislém a šikmém provedení s nastavitelným úhlem sklonu.



Obr. 4.1 – Vertikální šnekový dopravník [14]

## **4.2 Šnekové dopravníky firmy Cozzini**

Zaměření společnosti Cozzini je na oblast dopravy v potravinářském průmyslu. Firma dodává stacionární i mobilní šnekové dopravníky ve standardních provedeních průměru šneku od 152 [mm] do 762 [mm]. Pro jejich výrobu se používá nerezová ocel splňující náročné požadavky týkající se hygieny. Dopravníky jsou vybaveny speciálním těsněním hřídele a teleskopickými nohama, které zajišťují snazší přístup ze spodní části dopravníku, což je výhodné například při čištění.



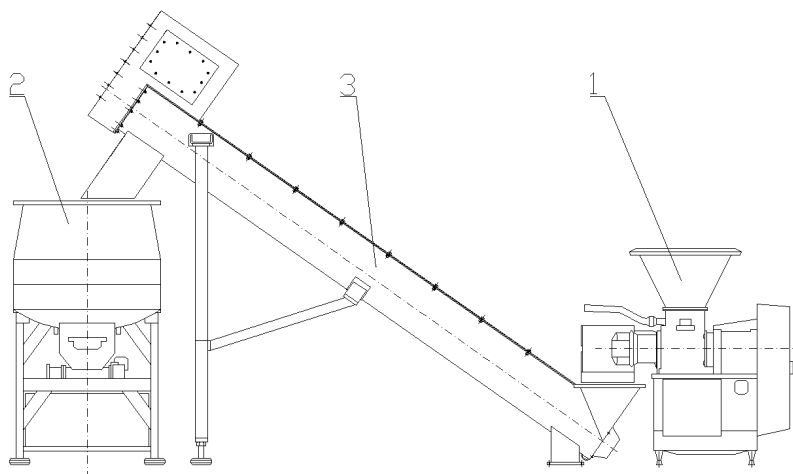
*Obr. 4.2 – Šnekový dopravník firmy Cozzini [15]*

## **4.3 Čištění šnekových dopravníků**

Čištění šnekových dopravníků se provádí ručně například profukováním nebo proplachováním. Nevýhodou ručního čištění je nutnost omezení provozu a případného rozebrání dopravníku. Nejlepším způsobem, jak předejít zanesení dopravníků, je samozřejmě navržení optimálního konstrukčního řešení.

## 5 Technický popis technologického uzlu

Technologický uzel se skládá ze tří částí, a to z kutru, pádlové míchačky a šnekového dopravníku. Jednotlivé části jsou níže podrobněji popsány.



Obr. 5.1 – Schéma technologického uzlu [20]

### 5.1 Kutr

První část technologického uzlu tvoří kutr Weiler 806. Jeho úkolem je rozmělnit přiváděný materiál, kterým je dále plněna násypka šnekového dopravníku. Kutry jsou využívány v potravinářském průmyslu z velké části pro masné produkty. Tento typ kutru dokáže rozmělnit až  $10\,887\text{ [kg}\cdot\text{h}^{-1}]$ , disponuje pohonem o výkonu  $37\text{ [kW]}$  a je opatřen srpovitě zahnutými noži pro rozmělnění produktu na dostatečně vhodnou strukturu. Hmotnost celého zařízení činí  $1\,293\text{ [kg]}$ .



Obr. 5.2 – Kutr Weiler 806 [21]

## 5.2 Pádlová míchačka

Pádlová míchačka slouží k promíchávání produktu a dopravuje ho dále do další části linky. V tomto technologickém uzlu je zařazena pádlová míchačka Weiler M5000, při úplném zaplnění může dosahovat kapacity až 3 624 [l] a je opatřena pohonem o výkonu 15 [kW]. Hmotnost prázdného zařízení je 4 019 [kg].



Obr. 5.3 – Pádlová míchačka Weiler M5000S [22]

## 5.3 Šnekový dopravník

Třetí částí technologického uzlu je šnekový dopravník a jeho součástí je poháněcí stanice s krytem, šnek, žlab a podpěrný rám. V následujících kapitolách jsou podrobněji popsány jednotlivé části šnekového dopravníku.

### 5.3.1 Poháněcí stanice

Poháněcí stanice je určena pro přenos výkonu z hnacího členu na hnaný člen. U šnekových dopravníků se pohon skládá z elektromotoru a převodovky. Používají se asynchronní elektromotory s třífázovým napětím poháněné střídavým proudem, které jsou nejrozšířenější. Mezi jejich hlavní výhody patří jednoduchost konstrukce a vysoká spolehlivost provozu. V tomto případě byl zvolen čtyřpólový třífázový čelní převodovkový motor v patkovém provedení firmy SEW, typového označení R87DRS132MC4. Pro regulaci otáček motoru, je využito frekvenčního měniče.

### 5.3.2 Řetězový převod

Převod točivého momentu z převodovky na šnekový hřídel, je realizován pomocí řetězového převodu, kdy je pohyb přenášen za pomoci řetězových kol a dvouřadého řetězu typového označení 24B. Napínání řetězu je prováděno pomocí šroubu.



*Obr. 5.4 – Čelní převodový motor firmy SEW [18]*

### 5.3.3 Šnek

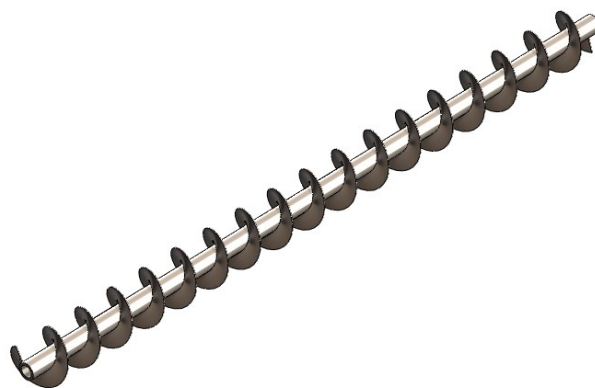
Šnek je nedílnou součástí dopravníku a svou podstatou je nejdůležitější částí, díky níž je realizována doprava materiálu. Skládá se ze tří částí, a to ze šnekového hřídele, šnekovnice a hřídelových konců. Všechny tyto části jsou vyrobeny z nerezové oceli nesoucí označení DIN 1.4301.

**Šnekový hřídel** je vyroben z tlustostěnné nerezové trubky o délce 5 500 [mm]. Vnější průměr trubky je 140 [mm] a tloušťka stěny 20 [mm]. Hřídel je na obou koncích, v předním a zadním čele žlabu, uložena v ložiscích. Pro uložení jsou použita valivá ložiska.

**Šnekovnice** je tvořena z výstřižků z plechu o tloušťce 5 [mm], které jsou navařeny k sobě se stoupáním šnekovnice 315 [mm]. Svařený celek je poté nasunut na hřídel a přivařen svařovací metodou WIG. Svary se začišťují čistící pastou s malým obsahem HCL a poté přebroušují, aby byl svar hladký.

**Hřídelové konce** jsou nalisovány do šnekového hřídele a přivařeny. Dále jsou zajištěny pomocí čepů, aby nedošlo k natočení.





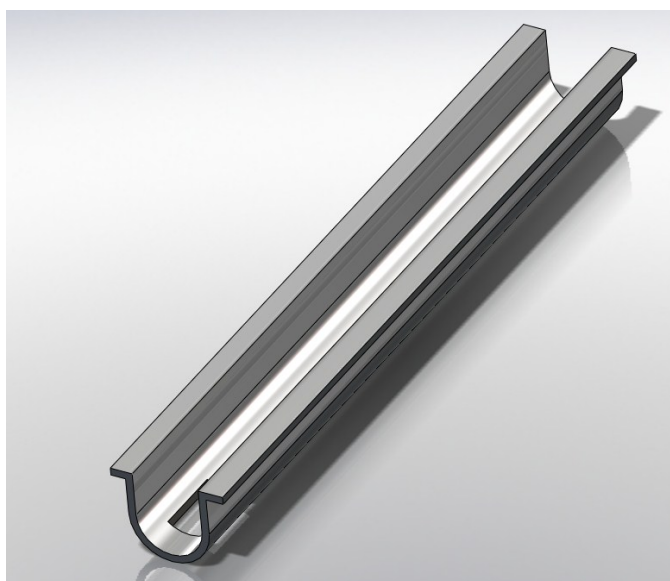
*Obr. 5.5 – Šnek [19]*

#### **5.3.4 Žlab**

Nosnou část dopravníku tvoří žlab. V tomto konkrétním případě se jedná o šikmý šnekový dopravník, a proto je nutné, jako další část zařadit pomocnou nosnou konstrukci. Žlab má tvar písmene U. Je vyroben také jako šnek z nerezové oceli, z plechu o tloušťce 8 [mm]. Spodní a horní část žlabu uzavírají čela, která jsou se žlabem spojena pomocí šroubů.

Žlab obsahuje také dva otvory, jež usměrňují přívod a odvod materiálu ze žlabu. Ve spodní části se nachází násypka a v horní části výsypný otvor zajišťující odvod materiálu do pádlové míchačky.

Ve spodní části se dále nachází malý uzavíratelný výpustní otvor kruhového průřezu, který se využívá při čištění dopravníku.



*Obr. 5.6 – Žlab tvaru U [19]*

### 5.3.5 Kryt žlabu

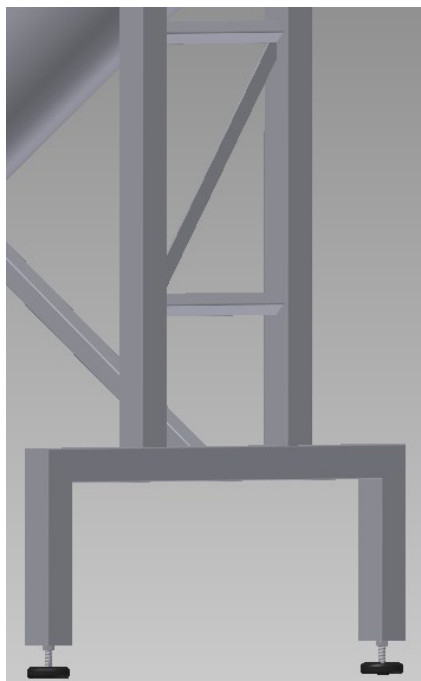
Horní část šnekového dopravníku je uzavřena pomocí ochranného krytu vyrobeného z nerezového plechu o tloušťce 8 [mm]. Pro spojení krytu se žlabem jsou použity šrouby, aby se v případě nutnosti, například při potřebě vyčištění dopravníku, dal horní kryt odejmutím šroubů otevřít.

### 5.3.6 Kryt poháněcí stanice

Z hygienických důvodů musí být celá konstrukce dopravníku vyrobena z materiálu, který odpovídá hygienickým předpisům. Jelikož by byla výroba jednotlivých částí celého pohonu nesmírně finančně nákladná, je poháněcí stanice umístěna pod krytem vyrobeného z nerezového plechu.

### 5.3.7 Podpěrný rám

K podpírání horní části šnekového dopravníku slouží podpěrný rám, který je tvořen svařenými trubkovými profily se čtvercovým průřezem. Hlavní část rámu je přivařena k bočním stěnám žlabu. Další část rámu je tvořena vzpěrou, která je také přivařena ke žlabu, ovšem v jeho spodní části.



*Obr. 5.7 – Podpěrný rám [19]*

## 6 Výpočet šnekového dopravníku

Dle normy ON 26 2802 určím označení dopravovaného materiálu a další potřebné parametry. Dopravovaným materiálem je maso rozmělněné – E-45HQTX. Volím průměr šnekovnice  $D = 400$  [mm], stoupání šnekovnice  $h = 315$  [mm], skutečné otáčky šneku  $n_{skut} = 50$  [min<sup>-1</sup>], pomocí počítačového programu Solid Works 2010, byly určeny fyzikální vlastnosti dopravního šneku. Po konzultaci se zadavatelem volím součinitel odporu  $w = 4,5$  [-], součinitel sklonu dopravníku  $\lambda = 0,3$  [-] a délku dopravníku  $L = 5,5$  [m].

### Vstupní parametry:

- součinitel plnění  $k\phi = 0,4$  [-],
- sypná hmotnost  $\rho_s = 850$  [kg.m<sup>-3</sup>],
- úhel sklonu dopravníku  $\alpha = 35$  [°],
- výška míchačky  $H = 2,5$  [m].

### 6.1 Výpočet kritických otáček

Aby docházelo k dopravování materiálu ve šnekovém dopravníku, musí platit podmínka, kdy je odstředivá síla menší nebo rovna tíze materiálu, který je dopravován. Kritické otáčky jsou takové otáčky, při kterých se budou obě síly sobě rovnat a dopravovaný materiál se již nebude pohybovat.

#### Základní podmínka dopravy:

$$m \cdot 0,5 \cdot D \cdot \omega^2 \leq m \cdot g \quad [2] \quad (6.1)$$

#### Výpočet úhlové rychlosti:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n_{krit} \quad [rad \cdot s^{-1}] \quad [2] \quad (6.2)$$

#### Výpočet kritických otáček:

$$n_{krit} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left( \frac{g}{0,5 \cdot D} \right)^{0,5} \quad [2] \quad (6.3)$$

$$n_{krit} = \frac{1}{2 \cdot \pi} \cdot \left( \frac{9,81}{0,5 \cdot 0,4} \right)^{0,5}$$

$$n_{krit} = 1,115 [s^{-1}]$$

### Kontrola otáček

$$n_{skut} \leq n_{krit} \quad (6.4)$$
$$0,833 [\text{s}^{-1}] < 1,115 [\text{s}^{-1}] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 6.2 Rychlost pohybu materiálové vrstvy

$$v = h \cdot n_{skut} \quad [2] \quad (6.5)$$
$$v = 0,315 \cdot 0,833$$
$$v = 0,262 [\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

## 6.3 Výpočet odporů proti pohybu materiálu

Při využívání šnekového dopravníku, musíme uvažovat odpory, které působí na dopravovaný materiál. Zahrnujeme zde odpor z tření materiálu po šneku a odpor z trhání materiálu ve výpusti.

U hodnot úhlu vnitřního a vnějšího tření vycházíme z přibližně stanovených hodnot materiálu, který je svou strukturou téměř shodný s námi dopravovaným materiálem. Hodnoty pro daný materiál nebyly speciálně měřeny z důvodu nepřesných znalostí struktury dopravovaného materiálu. Úhel vnitřního tření je  $\varphi_e = 24,4 [^\circ]$  a úhel vnějšího tření mezi dopravovaným materiálem a nerezí je  $\varphi_w = 31,8 [^\circ]$ .

### Koeficient sypnosti

$$k = \left( \frac{1 - \sin \varphi_e}{1 + \sin \varphi_e} \right) \quad (6.6)$$
$$k = \left( \frac{1 - \sin 24,4}{1 + \sin 24,4} \right)$$
$$k = 0,415 [-]$$

### Sypná tíha

$$\gamma_s = \rho_s \cdot g \quad (6.7)$$
$$\gamma_s = 850 \cdot 9,81$$
$$\gamma_s = 8338,5 [\text{N} \cdot \text{m}^{-3}]$$

### Součinitel tření

$$\begin{aligned}f_w &= tg \cdot \varphi_w \\f_w &= tg \cdot 31,8 \\f_w &= 0,62 [-]\end{aligned}\tag{6.8}$$

### Výpočet hydraulického poloměru

$$\begin{aligned}R &= \frac{D}{4} \cdot \left( 1 - \frac{\sin \varphi}{\frac{\pi \cdot \varphi}{180}} \right) \\R &= \frac{0,4}{4} \cdot \left( 1 - \frac{\sin 144}{\frac{\pi \cdot 144}{180}} \right) \\R &= 0,0587 [m]\end{aligned}\tag{6.9}$$

### Výpočet Janssenovy síly

$$\begin{aligned}F_1 &= \frac{\gamma_s \cdot R}{f_w \cdot k} \cdot k_d \cdot k_o \cdot S_1 \\F_1 &= \frac{8338,5 \cdot 0,0587}{0,62 \cdot 0,415} \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,3 \\F_1 &= 627,8 [N]\end{aligned}\tag{6.10}$$

Dle [1] volím dynamický součinitel  $k_d = 1,1$  [-] a součinitel závěsu  $k_o = 1$  [-].

### Odpor z tření materiálu po šneku

$$\begin{aligned}K_1 &= F_1 \cdot \sin \alpha + F_1 \cdot \cos \alpha \cdot w + S_s \cdot l_d \cdot \gamma_s \cdot k \varphi \cdot (\sin \alpha + \cos \alpha \cdot w) \\K_1 &= 627,8 \cdot \sin 35 + 627,8 \cdot \cos 35 \cdot 4,5 + \frac{\pi \cdot 0,4^2}{4} \cdot 5,2 \cdot 8338,5 \cdot 0,4 \cdot (\sin 35 + \cos 35 \cdot 4,5) \\K_1 &= 11958,5 [N]\end{aligned}\tag{6.11}$$

### Odpor z trhání materiálu ve výpusti

$$\begin{aligned}K_2 &= (F_1 \cdot f_w + \tau_0 \cdot S_s) \cdot c \\K_2 &= (627,8 \cdot 0,62 + 290 \cdot \frac{\pi \cdot 0,4^2}{4}) \cdot 1,5 \\K_2 &= 638,5 [N]\end{aligned}\tag{6.12}$$

Dle [5] volím opravný součinitel  $c = 1,5 [-]$ .

#### **Celkový odpor proti pohybu materiálu**

$$K = K_1 + K_2 \quad (6.13)$$

$$K = 11958,5 + 638,5$$

$$K = 12597 [N]$$

#### **6.4 Dopravované množství**

$$Q = 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h \cdot n_{skut} \cdot \rho_s \cdot k\varphi \cdot \lambda \quad [2] \quad (6.14)$$

$$Q = 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,4^2}{4} \cdot 0,315 \cdot \frac{50}{60} \cdot 850 \cdot 0,4 \cdot 0,3$$

$$Q = 12,11 [t \cdot h^{-1}]$$

#### **6.5 Potřebný výkon**

$$P_K = \frac{Q \cdot L}{3600} \cdot (w \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot g = \quad [2] \quad (6.15)$$

$$P_K = \frac{12,11 \cdot 5,5}{3600} \cdot (4,5 \cdot \cos 35 + \sin 35) \cdot 9,81$$

$$P_K = 0,77 [kW]$$

#### **6.6 Potřebný příkon**

$$P = 1,2 \cdot \frac{P_K}{\eta_c} \quad [2] \quad (6.16)$$

$$P = 1,2 \cdot \frac{0,77}{0,81}$$

$$P = 1,14 [kW]$$

#### **6.7 Točivý moment na hřídeli šneku**

$$Mk = \frac{P_K}{2 \cdot \pi \cdot n_{skut}} \quad [2] \quad (6.17)$$

$$Mk = \frac{0,77 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 0,833}$$

$$Mk = 147,12 [N \cdot m]$$

## 6.8 Účinný poloměr šneku

$$R_s = (0,7 \div 0,8) \cdot \frac{D}{2} \quad [2] \quad (6.18)$$

$$R_s = 0,75 \cdot \frac{0,4}{2} \quad (2)$$

$$R_s = 0,15 [m]$$

## 6.9 Axiální síla v ložisku

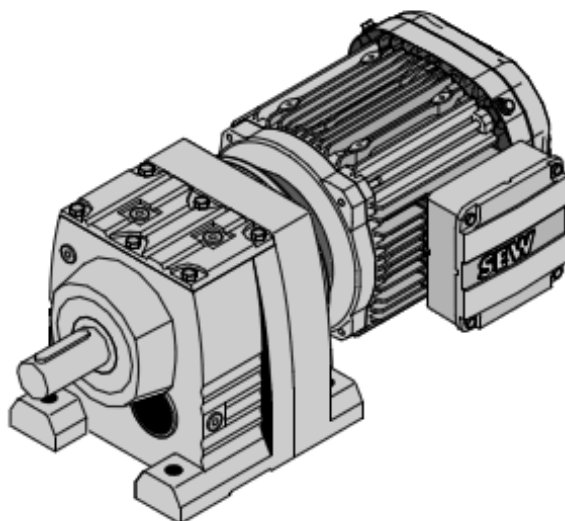
$$F_A = \frac{M_K}{R_s \cdot \operatorname{tg} \cdot (\alpha + \varphi_w)} \quad [2] \quad (6.19)$$

$$F_A = \frac{141,12}{0,15 \cdot \operatorname{tg} \cdot (35 + 31,8)}$$

$$F_A = 403,17 [N]$$

## 6.10 Návrh pohonu

Dle zadání volím převodovkový motor firmy SEW. Volím třífázový čtyřpólový čelní převodový motor v patkovém provedení s frekvenčním měničem pro změnu otáček motoru dle potřeby. Označení motoru je R87DRS132MC4.



Obr. 6.1 – Převodovkový motor firmy SEW [16]

### Parametry motoru

Jmenovitý příkon motoru P	9,2 [kW]
Otáčky motoru $n_m$	1465 [min <sup>-1</sup> ]
Účinnost motoru $\eta_m$	88,5 [%]
Moment setrvačnosti motoru $J_m$	0,0340 [kg.m <sup>2</sup> ]
Jmenovitý moment motoru $M_m$	60 [N.m]
Záběrový moment motoru $M_a$	126 [N.m]

Tab. 6.1 – Parametry motoru

### Parametry převodovky

$$i_{pv} = \frac{n_m}{n_{skut}} \quad (6.20)$$

$$i_{pv} = \frac{1465}{60}$$

$$i_{pv} = 22,2 [-]$$

Skutečný převodový poměr - $i_{spv}$	27,88 [-]
Účinnost převodovky – $\eta_p$	94 [%]
Moment setrvačnosti převodovky – $J_p$	0,0032 [kg.m <sup>2</sup> ]

Tab. 6.2 – Parametry převodovky

## 6.11 Výpočet parametrů při maximálních otáčkách

Po zjištění skutečného převodového poměru vypočteme maximální otáčky šnekového dopravníku, dále provedeme jejich kontrolu a s těmito otáčkami přepočteme již dříve vypočtené parametry.



### Maximální otáčky šnekového dopravníku po převodování

$$i_{spv} = \frac{n_m}{n_{s \max}} \Rightarrow n_{s \max} = \frac{n_m}{i_{spv}} \quad (6.21)$$

$$n_{s \max} = \frac{1465}{27,88}$$

$$n_{s \max} = 0,876 [s^{-1}]$$

### Kontrola otáček

$$n_{s \max} \leq n_{krit} \quad (6.22)$$

$$0,876 [s^{-1}] < 1,115 [s^{-1}] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Dopravované množství

$$Q_{\max} = 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot h \cdot n_{s \max} \cdot \rho_s \cdot k\varphi \cdot \lambda \quad (6.23)$$

$$Q_{\max} = 3,6 \cdot \frac{\pi \cdot 0,4^2}{4} \cdot 0,315 \cdot 0,876 \cdot 850 \cdot 0,4 \cdot 0,3$$

$$Q_{\max} = 12,73 [t \cdot h^{-1}]$$

### Rychlost pohybu materiálové vrstvy

$$v_{\max} = h \cdot n_{s \max} \quad (6.24)$$

$$v_{\max} = 0,315 \cdot 0,876$$

$$v_{\max} = 0,276 [m \cdot s^{-1}]$$

### Potřebný výkon

$$P_{K \max} = \frac{Q_{\max} \cdot L}{3600} \cdot (w \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) \cdot g = \quad (6.25)$$

$$P_{K \max} = \frac{12,73 \cdot 5,5}{3600} \cdot (4,5 \cdot \cos 35 + \sin 35) \cdot 9,81$$

$$P_{K \max} = 0,813 [kW]$$

### Potřebný příkon

$$P_{\max} = 1,2 \cdot \frac{P_{K \max}}{\eta_c} \quad (6.26)$$

$$P_{\max} = 1,2 \cdot \frac{0,813}{0,81}$$

$$P_{\max} = 1,2 [kW]$$

### Točivý moment

$$Mk_{\max} = \frac{P_{K \max}}{2 \cdot \pi \cdot n_{s \max}} \quad (6.27)$$

$$Mk_{\max} = \frac{0,813 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 0,876}$$

$$Mk_{\max} = 147,7 [N \cdot m]$$

### Axiální síla v ložisku

$$F_{A \max} = \frac{Mk_{\max}}{R_s \cdot \operatorname{tg} \cdot (\alpha + \varphi_w)} \quad (6.28)$$

$$F_{A \max} = \frac{147,7}{0,15 \cdot \operatorname{tg} \cdot (35 + 31,8)}$$

$$F_{A \max} = 422,03 [N]$$

## 6.12 Kontrola pohonu na rozběh

Po navržení pohonu je zapotřebí provést kontrolu motoru na rozběh. Provedeme kontrolu, zda zvolený motor dokáže dopravník uvést do pohybu v daném čase. Po konzultaci s vedoucím bakalářské práce byla zvolena doba rozběhu  $t_m = 2 [s]$ .

### Statický moment od zatížení dopravníku redukovaný na hřídel motoru

$$M_{SM} = \frac{1}{n_e} \cdot (K_1 + K_2) \cdot \frac{D}{2} \cdot \frac{1}{(\eta_c \cdot i_{spv})} \quad (6.29)$$

$$M_{SM} = \frac{1}{1} \cdot (11958,5 + 638,5) \cdot \frac{0,4}{2} \cdot \frac{1}{(0,81 \cdot 27,88)}$$

$$M_{SM} = 111,56 [N \cdot m]$$

### Měrná hmotnost dopravovaného materiálu

$$q_m = \frac{Q_{\max}}{3,6 \cdot v_{\max}} \quad (6.30)$$

$$q_m = \frac{12,73}{3,6 \cdot 0,276}$$

$$q_m = 12,812 [kg \cdot m^{-1}]$$

**Redukovaný moment setrvačnosti na hřídel motoru**

$$J_1 = \frac{1}{2} \cdot m_{red} \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \frac{1}{2} \cdot [(q_m \cdot l_d) + m_s] \cdot \left(\frac{D}{2}\right)^2 \quad (6.31)$$

$$J_1 = \frac{1}{2} \cdot [(12,812 \cdot 5,2) + 51,4] \cdot \left(\frac{0,4}{2}\right)^2$$

$$J_1 = 2,36 [kg \cdot m^2]$$

$$J_2 = J_m + J_p + J_{K1} + J_{K2} \quad (6.32)$$

$$J_2 = 0,0340 + 0,0032 + 0,0604 + 0,0604$$

$$J_2 = 0,158 [kg \cdot m^2]$$

$$J_{red} = (J_1 + J_2) \cdot \frac{1}{(\eta_c \cdot i_{spv})} \quad (6.33)$$

$$J_{red} = (2,36 + 0,158) \cdot \frac{1}{(0,81 \cdot 27,88)}$$

$$J_{red} = 0,1115 [kg \cdot m^2]$$

**Dynamický moment od zpoždění posuvných a rotačních hmot**

$$M_{DM} = J_{red} \cdot \varepsilon_M = J_{red} \cdot \frac{d\omega_M}{dt} \quad (6.34)$$

**Doba rozběhu**

$$M_a - M_{SM} - M_{DM} = 0 \quad (6.35)$$

$$M_a - M_{SM} - J_{red} \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0$$

$$M_a - M_{SM} = J_{red} \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

$$(M_a - M_{SM}) \cdot dt = J_{red} \cdot d\omega$$

$$dt = \frac{J_{red}}{M_a - M_{SM}} \cdot d\omega$$

$$\int_0^{tr} dt = \int_0^{\omega_M} \frac{J_{red}}{M_a - M_{SM}} \cdot d\omega$$

$$t_r = \frac{J_{red}}{M_a - M_{SM}} \cdot \omega_M$$

$$t_r = \frac{J_{red}}{M_a - M_{SM}} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{n_m}{60}$$

$$t_r = \frac{0,1115}{126 - 111,56} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{1465}{60} = 1,18 [s]$$

**Kontrola rozběhu:**

$$\begin{aligned} t_r &\leq t_m \\ 1,18 [s] &< 2 [s] \Rightarrow \text{vyhovuje} \end{aligned} \tag{6.36}$$

## 7 Návrh řetězového převodu

Řetězový převod má za účel převedení kroutícího momentu z hřídele převodky na hřídel šneku. Pro převody jsou používány řetězy válečkové. Návrh a výpočet řetězového převodu proveden dle [17].

### 7.1 Určení typu řetězu

Vstupní parametry:

- točivý moment  $M_k = 147,12 [N \cdot m]$ ,
- jmenovitý příkon motoru  $P = 9,2 [kW]$ ,
- otáčky motoru  $n_m = 1465 [\text{min}^{-1}]$ .

Diagramový výkon

$$P_D = \frac{P}{\chi \cdot \mu \cdot \varphi} \quad [17] \quad (7.1)$$

$$P_D = \frac{9,2}{0,73 \cdot 1 \cdot 1}$$

$$P_D = 12,6 [kW]$$

Dle tab. 7.1 pro činitel rázů  $Y = 1,5 [-]$  volím činitel výkonu  $\chi = 0,73 [-]$ , dle tab. 7.2 volím činitel mazání  $\mu = 1 [-]$ , dle tab. 7.3 volím činitel provedení řetězu  $\varphi = 1 [-]$ .

u	Y = 1					Y = 2					Y = 3				
	Z <sub>1</sub>					Z <sub>1</sub>					Z <sub>1</sub>				
	13	17	19	21	25	13	17	19	21	25	13	17	19	21	25
1	-	0,73	0,83	0,93	1,11	-	0,53	0,60	0,67	0,81	-	0,42	0,52	0,58	0,70
2	0,50	0,82	0,93	1,04	1,26	-	0,60	0,68	0,76	0,92	-	0,50	0,59	0,66	0,80
3	0,57	0,88	1,00	1,12	1,36	0,42	0,65	0,73	0,82	0,99	-	0,55	0,63	0,71	0,86
5	0,64	0,96	1,09	1,22	1,49	0,47	0,71	0,80	0,89	1,09	0,40	0,61	0,69	0,77	0,94
7	0,67	1,02	1,15	1,30	1,59	0,49	0,75	0,85	0,95	1,16	0,42	0,64	0,73	0,82	1,00

Tab. 7.1 – Činitel výkonu  $\chi$  [17]

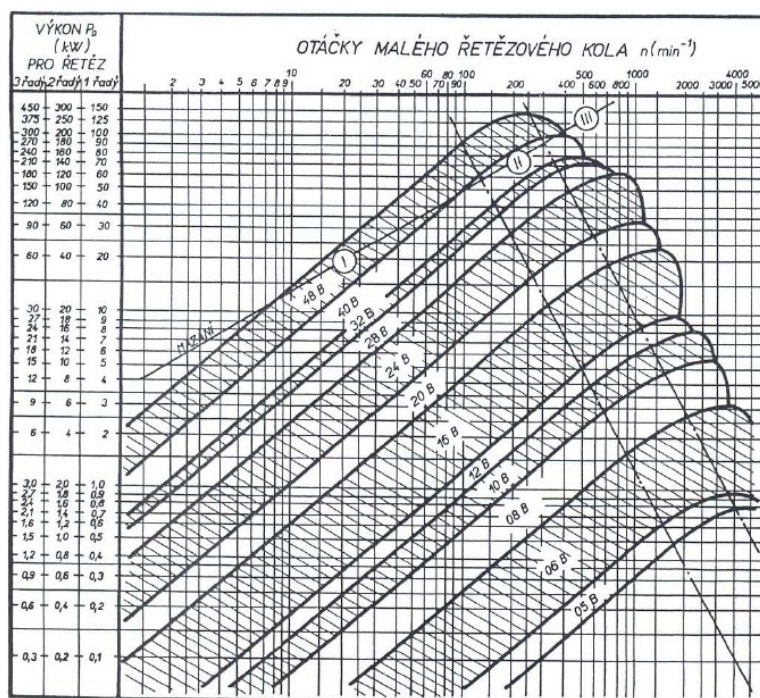
Rozmezí výkonu	Rychlost řezu [m.s <sup>-1</sup> ]	Druh mazání		μ [-]			
		Vhodné	Přípustné	Bezvadné mazání	Nedostatečné mazání		Bez mazání
					bez znečištění	se znečištěním	
I	do 4	Lehké mazání kapkami 4 až 14 kapek za min.	Tukové mazání, ruční mazání		0,6	0,3	0,15
II	do 7	Ponorné mazání máčením v olejové lázni	Mazání kapkami, asi 20 kapek za min.	1	0,3	0,5	nepřípustné
III	do 12	Tlakové oběžné mazání	Olejová lázeň s ostřikovacím kotoučem		Nepřípustné		
	přes 12	Mazání olejovou mlhou	Tlakové oběžné mazání				

Tab. 7.2 – Činitel mazání μ [17]

Řetěz	φ[-]
ČSN 02 3311 provedení A, B a ČSN 02 3324 typ 06C	1
ČSN 02 3311 ostatní provedení kromě A a B	0,8
ČSN 02 3315 (řetěz s dlouhou roztečí)	1,5

Tab. 7.3 – Činitel provedení řetězu φ [17]

Dle dosazených hodnot volím z diagramu určení vhodného převodového řetězu, dvouřadý řetěz typu 24B. Volím dle [3] dvouřadý řetěz s roztečí  $t = 38,1$  [mm].



Tab. 7.4 – Určení vhodného převodového řetězu [17]

### Osová vzdálenost

$$A = 20 \cdot t \quad [17] \quad (7.2)$$

$$A = 20 \cdot 38,1$$

$$A = 762 [mm]$$

Dle tab. 7.4 volím činitel vzdálenosti os  $\rho = 0,85 [-]$ .

Osová vzdálenost A [mm]	$\rho [-]$
$A = 20 \cdot t$	0,85
$A = 40 \cdot t$	1
$A = 80 \cdot t$	1,15
$A = 160 \cdot t$	1,3

Tab. 7.5 – Činitel vzdálenosti os  $\rho$  [17]

## 7.2 Výpočet parametrů řetězových kol

Počet zubů hnací řetězky:

$$z_1 = 17 [-] \quad (7.3)$$

$$z_2 = u \cdot z_1 = 1 \cdot 17 = 17 [-] \quad [17] \quad (7.4)$$

Skutečný převodový poměr:

$$u_{SK} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{17}{17} = 1 [-] \quad [17] \quad (7.5)$$

Tolerance převodového poměru:

$$u \cdot \left(1 - \frac{\Delta u}{100}\right) \leq u_{SK} \leq u \cdot \left(1 + \frac{\Delta u}{100}\right) \quad [17] \quad (7.6)$$

$$1 \cdot \left(1 - \frac{1}{100}\right) \leq 1 \leq 1 \cdot \left(1 + \frac{1}{100}\right)$$

$$0,99 < 1 < 1,01 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet roztečných průměrů řetězek

$$D_1 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} \quad [17] \quad (7.7)$$

$$D_1 = \frac{38,1}{\sin \frac{180^\circ}{17}}$$

$$D_1 = 207,3 [mm]$$

$$D_2 = D_1 = 207,3 [mm]$$

### 7.3 Pevnostní kontrola řetězu

Provádí se kontrola řetězu na přetržení, kterou vyjadřují podmínky pro součinitele statické a dynamické bezpečnosti. Dále je nutné zkontrolovat měrný tlak v kloubu řetězu. Tahová síla je v kloubu přenesena kontaktní plochou čepu a pouzdra, na které měrný tlak působí a vytváří tak vzájemný pohyb čepu a pouzdra.

$$k_s = \frac{F_{Pt}}{F_1} \geq 7 \quad [17] \quad (7.8)$$

$$k_s = \frac{324 \cdot 10^3}{18275,7} = 17,7 > 7$$

$$k_D = \frac{F_{Pt}}{F_1 \cdot Y} \geq 5 \quad [17] \quad (7.9)$$

$$k_D = \frac{324 \cdot 10^3}{18275,7 \cdot 1,5} = 11,8 > 5$$

Dle [3] volím sílu při přetržení řetězu pro řetěz typu 24B,  $F_{Pt} = 324 \text{ [kN]}$  dle normy ČSN 02 3311.

#### Obvodová síla

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n}{60} \quad [17] \quad (7.10)$$

$$v = \frac{\pi \cdot 0,2073 \cdot 50}{60}$$

$$v = 0,543 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$F_O = \frac{P}{v} \quad [17] \quad (7.11)$$

$$F_O = \frac{9,2 \cdot 10^3}{0,543}$$

$$F_O = 16942 \text{ [N]}$$

#### Tahová složka odstředivé síly

$$F_C = m_1 \cdot v^2 \quad [17] \quad (7.12)$$

$$F_C = 14,2 \cdot 0,543^2$$

$$F_C = 7,7 \text{ [N]}$$



Dle [3] volím hmotnost 1 m řetězu typu 24B,  $m_1 = 14,2$  [kg] dle normy ČSN 02 3311.

**Tahová složka od tíhy:**

$$h = 0,01 \cdot A \quad [17] \quad (7.13)$$

$$h = 0,01 \cdot 0,762$$

$$h = 0,00762 [m]$$

$$F_m = \frac{m_1 \cdot A^2}{8 \cdot h} \cdot g \quad [17] \quad (7.14)$$

$$F_m = \frac{14,2 \cdot 0,762^2}{8 \cdot 0,00762} \cdot 9,81$$

$$F_m = 1326 [N]$$

**Výsledný tah v řetězu:**

$$F_{1R} = F_o + F_C + F_m \quad [17] \quad (7.15)$$

$$F_{1R} = 16942 + 7,7 + 1326$$

$$F_{1R} = 18275,7 [N]$$

**Kontrola měrného tlaku v kloubu řetězu:**

$$p_D = p \cdot \lambda_R \quad [17] \quad (7.16)$$

$$p_D = 27,76 \cdot 0,69$$

$$p_D = 19,15 [MPa]$$

Dle tab. 7.5 volím činitel tření  $\lambda_R = 0,69[-]$ , dle tab. 7.6 volím směrný tlak v kloubu  $p = 27,76$  [MPa].

A	Převodový poměr u				
	1	2	3	5	7
20 · t	0,69	0,80	0,87	0,98	1,04
40 · t	0,83	0,93	1,00	1,09	1,15
80 · t	1,00	1,12	1,19	1,27	1,32
160 · t	1,24	1,38	1,45	1,53	1,57

Tab. 7.6 – Činitel tření  $\lambda$  [17]

v [m·s <sup>-1</sup> ]	z <sub>1</sub>				
	17	19	21	23	≥ 25
0,1	31,78	31,98	32,47	32,47	32,86
0,2	30,41	30,41	31,00	31,49	31,89
0,4	28,94	29,33	29,63	29,92	30,51
0,6	27,76	28,15	28,45	29,04	29,72
0,8	26,59	27,08	27,57	27,96	28,55
1,0	25,60	26,39	26,78	27,46	27,96
1,5	24,03	24,62	25,21	25,80	26,19
2,0	22,17	23,35	23,94	24,53	25,11
2,5	20,90	21,88	22,66	23,45	24,13
3,0	20,01	20,90	21,68	22,37	23,05

Tab. 7.7 – Směrný tlak v kloubu p [17]

$$p_V = \frac{F_{1R}}{S} \quad [17] \quad (7.17)$$

$$p_V = \frac{18275,7}{1109}$$

$$p_V = 16,48 \text{ [MPa]}$$

$$p_V \leq p_D$$

$$16,48 \text{ [MPa]} < 19,15 \text{ [MPa]} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

Dle [3] volím plochu kloubu  $S = 1\,104 \text{ [mm}^2\text{]}$  pro řetěz typu 24B dle normy ČSN 02 3311.

#### 7.4 Stanovení počtu článků

$$X = 2 \cdot \frac{A}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{A} \quad [17] \quad (7.18)$$

$$X = 2 \cdot \frac{762}{31,8} + \frac{17 + 17}{2} + \left( \frac{17 - 17}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{31,8}{762}$$

$$X = 65 [-]$$

#### Specifikace řetězu

2,067 m ŘETĚZU 24 B - 2 ČSN 02 3311.2

## 8 Pevnostní výpočty

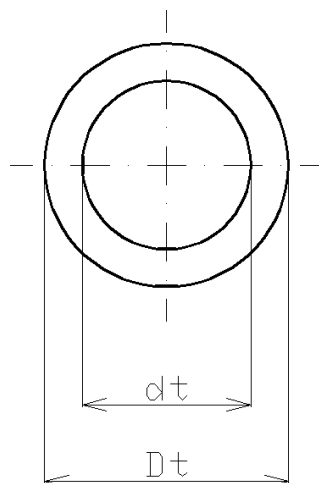
### 8.1 Kontrola hřídele podle hypotézy HMM

Nejvíce namáhanou částí šneku je trubka. Vlastní váha šneku, kterou je trubka namáhána, zobrazíme jako spojitě zatížení. Vlivem kroutícího momentu od pohonu je trubka namáhána na krut a dále vlivem své vlastní váhy je namáhána na ohyb.

Hřídel šneku je vyrobena z bežešvé nerezové tlustostěnné trubky, materiál DIN 1.4301 (AISI 304).

#### Hlavní parametry:

- vnitřní průměr trubky  $d_t = 0,100$  [m],
- vnější průměr trubky  $D_t = 0,140$  [m].



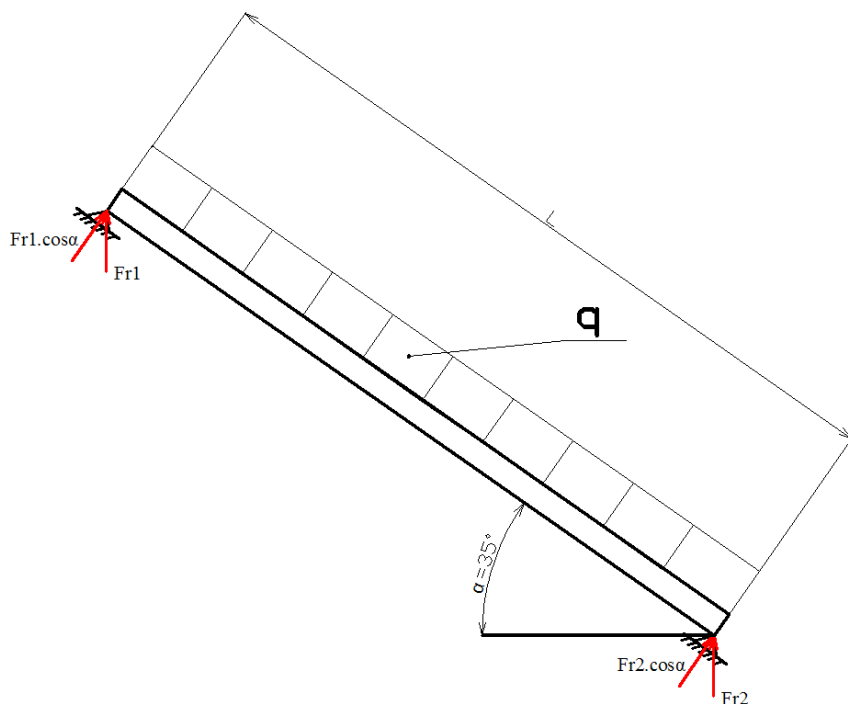
Obr. 8.1 – Schéma navržené trubky [20]

#### Výpočet spojitého zatížení

$$q = \frac{m_s \cdot g}{L} \quad (8.1)$$

$$q = \frac{51,4 \cdot 9,81}{5,5}$$

$$q = 91,679 [N \cdot m^{-1}]$$



Obr. 8.2 - Schéma šneku pro výpočet [20]

### Výpočet moment k podpoře 2

$$F_{r1} \cdot \cos \alpha \cdot L - q \cdot L \cdot \cos \alpha \cdot \frac{L}{2} = 0 \quad (8.2)$$

$$F_{r1} = \frac{q \cdot L \cdot \cos \alpha \cdot \frac{L}{2}}{\cos \alpha \cdot L} = \frac{q \cdot L \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha \cdot 2}$$

$$F_{r1} = \frac{91,679 \cdot 5,5 \cdot \cos 35}{\cos 35 \cdot 2}$$

$$F_{r1} = 252,117 [N]$$

### Výpočet reakcí v podporách

$$\sum F_y = 0 \quad (8.3)$$

$$F_{r1} \cdot \cos \alpha - q \cdot L \cdot \cos \alpha + F_{r2} \cdot \cos \alpha = 0$$

$$F_{r2} = q \cdot L \cdot \cos \alpha - \frac{q \cdot L \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha \cdot 2}$$

$$F_{r2} = 91,679 \cdot 5,5 \cdot \cos 35 - \frac{91,679 \cdot 5,5 \cdot \cos 35}{\cos 35 \cdot 2}$$

$$F_{r2} = 160,928 [N]$$

### Průběh ohybového momentu

$$Mo = F_{r1} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{L}{2} - q \cdot \cos \alpha \cdot \frac{\frac{L}{2}}{2} \cdot \frac{L}{2} \quad (8.4)$$

### Výpočet maximálního ohybového momentu

$$Mo_{\max} = F_{r1} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{L}{2} - q \cdot \cos \alpha \cdot \frac{\frac{L}{2}}{2} \cdot \frac{L}{2} \quad (8.5)$$

$$Mo_{\max} = 252,117 \cdot \cos 35^\circ \cdot \frac{5,5}{2} - 91,679 \cdot \cos 35^\circ \cdot \frac{\frac{5,5}{2}}{2} \cdot \frac{5,5}{2}$$
$$Mo_{\max} = 283,968 [N \cdot m]$$

### Výpočet hřídele šneku na krut

$$Wk = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_t^4 - d_t^4}{D_t} \quad (8.6)$$

$$Wk = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{0,14^4 - 0,1^4}{0,14}$$

$$Wk = 3,985 \cdot 10^{-4} [m^3]$$

$$\tau_{kh} = \frac{Mk_{\max}}{Wk}$$

$$\tau_{kh} = \frac{147,829}{3,985 \cdot 10^{-4}}$$

$$\tau_{kh} = 370963,6 [Pa]$$

### Výpočet hřídele šneku na ohyb

$$Wo = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D_t^4 - d_t^4}{D_t} \quad (8.7)$$

$$Wo = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{0,14^4 - 0,1^4}{0,14}$$

$$Wo = 1,993 \cdot 10^{-4} [m^3]$$

$$\sigma_{oh} = \frac{Mo}{Wo}$$

$$\sigma_{oh} = \frac{283,968}{1,993 \cdot 10^{-4}}$$

$$\sigma_{oh} = 1424826,9 [Pa]$$

### Výpočet redukovaného napětí dle hypotézy HMM

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_{kh}^2} \quad (8.8)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{1424826,9^2 + 3 \cdot 370963,6^2}$$

$$\sigma_{red} = 1563001,5 [Pa] = 1,56 [MPa]$$

### Kontrola koeficientu bezpečnosti:

Mez pevnosti pro nerez Re = 250 [MPa]

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} \quad (8.9)$$

$$k_s = \frac{250}{1,56}$$

$$k_s = 160,256 [-]$$

$$k_h < k_s$$

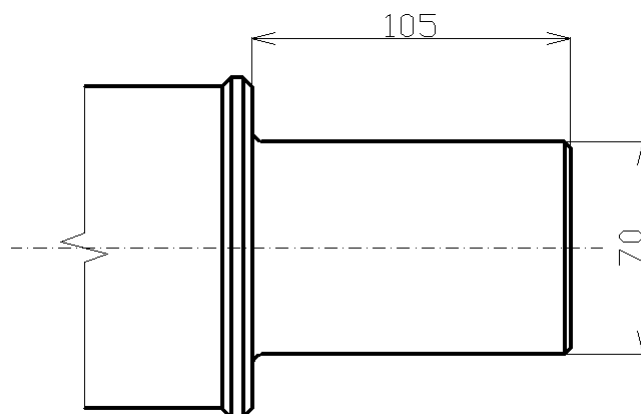
$$2,5 [-] < 160,256 [-] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 8.2 Návrh a kontrola konců šnekového hřídele

Oba konce šnekového hřídele jsou navrženy jako normalizované a je provedena jejich kontrola na krut. Na straně, kde je umístěn pohon, se na hřídelovém konci nachází těsné pero, které musí být kontrolováno na tlak a stříh.

### Kontrola konce šnekového hřídele

Volba normalizovaného konce hřídele je dle [3],  $d_p = 70$  [mm],  $l_p = 105$  [mm].



Obr. 8.3 – Koncový hřídel [20]

$$\tau_{kp} = \frac{Mk_{\max}}{Wk} = \frac{Mk_{\max}}{\frac{\pi \cdot d_p^3}{16}} \quad (8.10)$$

$$\tau_{kp} = \frac{147,8}{\frac{\pi \cdot 0,07^3}{16}}$$

$$\tau_{kp} = 2194574,98 [Pa] = 2,195 [MPa]$$

$$\tau_{kd} = \frac{Re \cdot 0,577}{k_s}$$

$$\tau_{kd} = \frac{245 \cdot 0,577}{2,5}$$

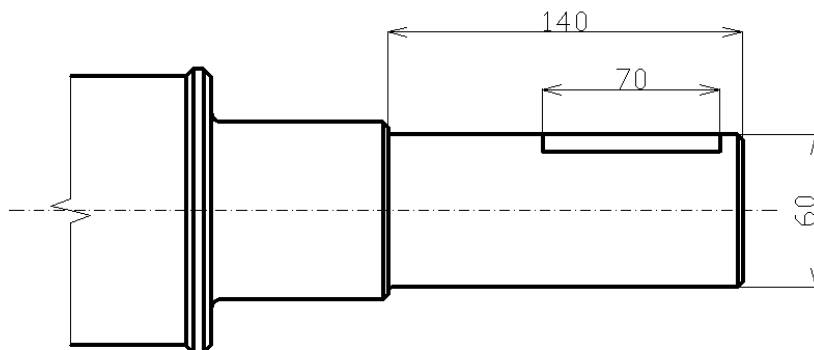
$$\tau_{kd} = 56,546 [MPa]$$

$$\tau_{kp} \leq \tau_{kd}$$

$$2,195 [MPa] < 56,546 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

#### Kontrola konce šnekového hřídele na straně pohonu

Volba normalizovaného konce hřídele dle [3],  $d_l = 60 [mm]$ ,  $l_l = 140 [mm]$ .



Obr. 8.4 – Koncový hřídel na straně pohonu [20]

$$\tau_{kl} = \frac{Mk_{\max}}{Wk} = \frac{Mk_{\max}}{\frac{\pi \cdot d_l^3}{16}} \quad (8.11)$$

$$\tau_{kl} = \frac{147,8}{\frac{\pi \cdot 0,06^3}{16}}$$

$$\tau_{kl} = 3484903,791 [Pa] = 3,485 [MPa]$$

$$\tau_{kd} = \frac{Re \cdot 0,577}{k_s}$$

$$\tau_{kd} = \frac{240 \cdot 0,577}{2,5}$$

$$\tau_{kd} = 56,546 [MPa]$$

$$\tau_{kl} \leq \tau_{kd}$$

$$3,485 [MPa] < 56,546 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Kontrola pera u poháněného konce hřídele

Krouticí moment vyvolaný pohonem je na šnek přenesen pomocí těsného pera.

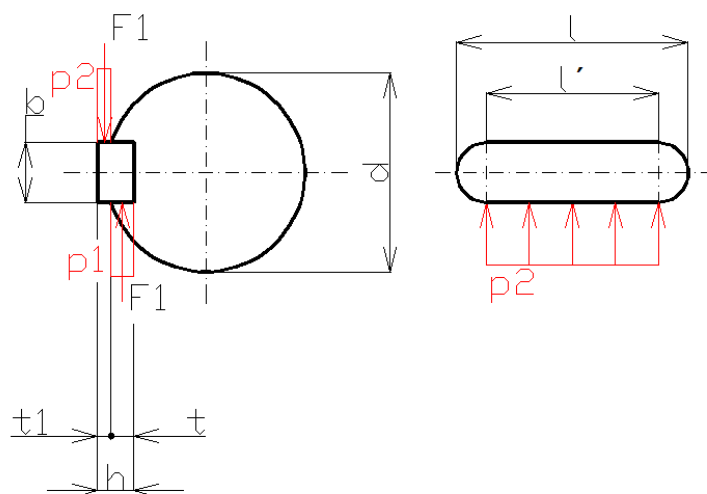
Volím dle [3], PERO 18e7 x 11 x 70.

### Parametry těsného pera

Délka pera l	70 [mm]
Šířka pera b	18 [mm]
Výška pera h <sub>p</sub>	11 [mm]
Hloubka drážky v hřídeli t <sub>p</sub>	6,8 [mm]
Hloubka drážky v náboji t <sub>1</sub>	4,2 [mm]

Tab. 8.1 – Parametry těsného pera

### Kontrola tlaku p<sub>1</sub>



Obr. 8.5 – Výpočtové schéma těsného pera [20]



Volím dovolený tlak  $p_d = 120 [MPa]$ .

$$F_{1p} = \frac{Mk_{\max}}{\frac{d_l}{2} - \frac{t_p}{2}} \quad (8.12)$$

$$F_{1p} = \frac{147,8}{\frac{0,06}{2} - \frac{6,8}{2}}$$

$$F_{1p} = 5556,39 [N]$$

$$p_1 = \frac{F_{1p}}{l \cdot t_p}$$

$$p_1 = \frac{5556,39}{70 \cdot 6,8}$$

$$p_1 = 11,673 [MPa]$$

$$p_1 \leq p_d$$

$$11,673 [MPa] < 120 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Kontrola tlaku $p_2$

$$F_{2p} = \frac{Mk_{\max}}{\frac{d_l}{2} - \frac{t_1}{2}} \quad (8.13)$$

$$F_{2p} = \frac{147,8}{\frac{0,06}{2} - \frac{4,2}{2}}$$

$$F_{2p} = 5297,491 [N]$$

$$p_2 = \frac{F_{2p}}{(l-b) \cdot t_1}$$

$$p_2 = \frac{5297,491}{(70-18) \cdot 4,2}$$

$$p_2 = 24,256 [MPa]$$

$$p_2 \leq p_d$$

$$24,256 [MPa] < 120 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

### Kontrola na stříh

Volím dovolené napětí ve stříhu  $\tau_{sD} = 30 [MPa]$

$$F = \frac{Mk_{\max}}{\frac{d_l}{2}} \quad (8.14)$$

$$F = \frac{147,8}{\frac{0,06}{2}}$$

$$F = 4900 [N]$$

$$\tau_s = \frac{F}{l \cdot b}$$

$$\tau_s = \frac{4900}{70 \cdot 18}$$

$$\tau_s = 3,889 [MPa]$$

$$\tau_s \leq \tau_{sD}$$

$$3,889 [MPa] < 30 [MPa] \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

## 9 Závěr

Tato bakalářská práce byla zpracována na téma Šnekový dopravník pro linkovou výrobu masných produktů. Práce je rozčleněna do několika částí, které jsou v jednotlivých kapitolách podrobně popsány.

Dle zadání byla zpracována rešerše současného stavu dopravy pomocí šnekového dopravníku a samotný návrh šnekového dopravníku, který bude zařazen jako součást linky pro výrobu masných produktů. Z důvodů využívání dopravníku v potravinářském průmyslu, musely být jeho části navrženy z materiálu, který vyhovuje hygienickým normám. Byl tedy zvolen konstrukční materiál s označením DIN 1.4301, jak bylo požadováno v zadání. Dopravník se skládá ze žlabu, ve kterém je pomocí šnekového hřídele uloženého na obou koncích v ložiscích, dopravován materiál a v horní části je žlab uzavřen ochranným krytem. Další částí je pohon, který se nachází v nerezovém krytu umístěném v horní části dopravníku. Horní část dopravníku je podpírána rámem a dole je dopravník ukotven do podlahy za pomoci čtyř šroubů.

V druhé části je dále proveden návrh a výpočet pohonu. K navržení pohonu, bylo nejprve nezbytné určit dopravované množství materiálu a odpory, které jsou potřebné k určení výkonu motoru. Dle zadání a určeného potřebného příkonu, byl zvolen převodovkový motor firmy SEW o jmenovitém příkonu 9,2 [kW]. Zvolen byl čtyřpólový třífazový čelní převodovkový motor v patkovém provedení typového označení R87DRS132MC4. K motoru byl také zařazen frekvenční měnič pro změnu otáček motoru, a tím i rychlosti dle potřeby. Poté byl proveden přepočít s otáčkami po zpřevodování. V poslední fázi následovala kontrola pohonu na rozběh, zda byl motor správně navržen a jestli dokáže uvést šnekový dopravník do pohybu. Kontrola spočívala v porovnání dob rozběhu, kde doba rozběhu navrženého motoru byla 1,18 [s] a tato hodnota vyhovuje požadované době rozběhu.

Další část spočívala v navržení řetězového převodu, který byl proveden dle vysokoškolské příručky (Návrh a výpočet řetězového převodu). Byl zvolen dvouřadý válečkový řetěz délky 2,067 [m], u kterého byl také proveden kontrolní výpočet. Typové označení řetězu 24 B.

V poslední části jsou obsaženy pevnostní a kontrolní výpočty. Byla provedena kontrola hřídele šneku dle hypotézy HMM. Je zde obsažen výpočet hřídele šneku na krut a ohyb a kontrola statické bezpečnosti, která vyhověla. Průměr hřídele šneku byl navržen po konzultaci se zadavatelem a s přihlédnutím k normě ČSN ISO 1050. Dalším kontrolním

výpočtem, byla kontrola obou konců šnekového hřídele na krut a dále kontrola pera, které je na konci hřídele, kde je umístěn pohon. Všechny vypočtené hodnoty byly porovnány s maximálními povolenými hodnotami a všechny daným podmínkám vyhověly.

## Seznam použitých zdrojů

### Literatura

- [1] POLÁK, J.; PAVLISKA, J.; SLÍVA, A. *Dopravní a manipulační zařízení I.* Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava, 2001, ISBN 80-248-0043-8.
- [2] POLÁK, J.; BAILOTTI, K.; PAVLISKA, J.; Hrabovský, L. *Dopravní a manipulační zařízení II.* Ostrava: VŠB Technická univerzita Ostrava ISBN 80-248-0493-X.
- [3] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* Praha: Scientia, 1999, ISBN 80-7183-164-6.
- [4] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře.* Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] PEŠAT, Z. *Manipulace s materiálem v hutích* VŠB – Technická univerzita Ostrava ISBN 80-7078-107-6.

### Seznam použitých obrázků z internetových zdrojů

- [6] BMTO Group a.s. [online]. 2008 [cit. 2010-9-24]. Dostupný z WWW: <<http://www.bmto.cz/cistirny-odpadnich-vod/snekovy-dopravnik/>>.
- [7] m-tec CZ, s.r.o [online]. 2010 [cit. 2010-9-24]. Dostupný z WWW: <<http://www.silosystem.cz/glr/snekovy-dopravnik-5.jpg>>.
- [8] Cementservis, s.r.o. [online]. 2008 [cit. 2010-9-24]. Dostupný z WWW: <[http://cementservis.cz/produkty/technologie\\_pro\\_dopravu/snekove\\_dopravniky\\_zlabe/bove/](http://cementservis.cz/produkty/technologie_pro_dopravu/snekove_dopravniky_zlabe/bove/)>.
- [9] ZK ING s.r.o. [online]. 2009 [cit. 2010-9-24]. Dostupný z WWW: <<http://www.zking.cz/technologicka-zarizeni-dopravniky.htm>>.
- [10] KWS Manufacturing Company Ltd [online]. 2008 [cit. 2010-10-3]. Dostupný z WWW: <<http://www.kwsmfg.com/products/Vertical-Screw-Conveyors.htm/>>.
- [11] www.poziadavka.sk [online]. 2004-2010 [cit. 2010-10-5]. Dostupný z WWW: <<http://www.poziadavka.sk/ponuky/ponuka-94366/Trubkove-snekove-dopravniky-pre-polnohospodarstvo>>.
- [12] Spirac [online]. 2006 [cit. 2010-10-8]. Dostupný z WWW: <[http://spirac.jltdcloud1.co.uk/en/14\\_horizontal\\_conveyor/index.asp](http://spirac.jltdcloud1.co.uk/en/14_horizontal_conveyor/index.asp)>.
- [13] FLEXICON Corporation [online]. 2009 [cit. 2010-10-8]. Dostupný z WWW: <<http://translate.google.cz/translate?hl=cs&sl=en&u=http://www.flexicon.com/&ei=w0CzTO6RNIOSswas2ZjdDQ&sa=X&oi=translate&ct=result&resnum=1&sqi=2&>>.

ved=0CCAQ7gEwAA&prev=/search%3Fq%3Dflexicon%26hl%3Dcs%26prmd%3Div>.

- [14] Food Processing Equipment UK Ltd [online]. 2008 [cit. 2010-11-3]. Dostupný z WWW:  
<[http://translate.googleusercontent.com/translate\\_c?hl=cs&langpair=en%7Ccs&u=http://www.fpeuk.com/screwconveyors.html&rurl=translate.google.cz&usg=ALkJrhgVCmQ4mJO8RA6aFp2hmXBYR4Y4Ig](http://translate.googleusercontent.com/translate_c?hl=cs&langpair=en%7Ccs&u=http://www.fpeuk.com/screwconveyors.html&rurl=translate.google.cz&usg=ALkJrhgVCmQ4mJO8RA6aFp2hmXBYR4Y4Ig)>.
- [15] COZZINI GROUP [online]. [cit. 2010-11-7]. Dostupný z WWW:  
<<http://www.cozzini.com/material%20handling/inclined%20screwconveyor.html>>.
- [16] SEW-EURODRIVE [online]. 2010 [cit. 2011-3-25]. Dostupný z WWW:  
<[http://www.sew-eurodrive.cz/download/pdf/16840011\\_G09.pdf](http://www.sew-eurodrive.cz/download/pdf/16840011_G09.pdf)>.
- [17] Katedra částí a mechanismů strojů, FS, VŠB-TUO [online]. 2002-2011 [cit. 2011-3-31]. Dostupný z WWW: <<http://www.347.vsb.cz/files/kal01/prirucka-retez.pdf>>.
- [18] SEW-EURODRIVE [online]. 2010 [cit. 2011-4-10]. Dostupný z WWW:  
<<http://www.sew-eurodrive.cz/produkt/r-eln-p-evodove-motory.htm>>.
- [19] Obrázek zhotoven v program SolidWorks 2009
- [20] Obrázek zhotoven v program AutoCAD Mechanical 2010
- [21] Weiler [online]. 2010 [cit. 2011-4-12]. Dostupný z WWW:  
<<http://www.sewhttp://www.weilerinc.com/products/Grinders/?ProdID=3>>.
- [22] Weiler [online]. 2010 [cit. 2011-4-12]. Dostupný z WWW:  
<<http://www.weilerinc.com/products/Mixers/?ProdID=40>>.

## Seznam výkresové dokumentace

Dopravní linka	MOS077-01
Šnekový dopravník	MOS077-01-01